

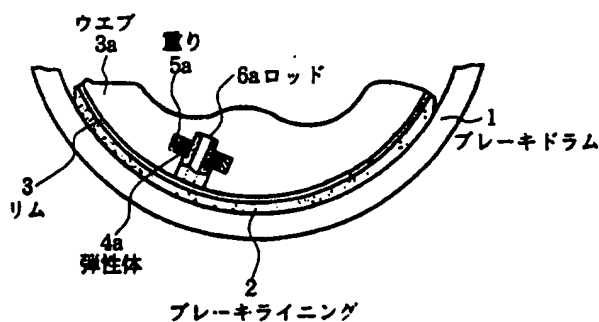


WO 9607833A1

<b>(51) 国際特許分類6</b>  <b>F16D 65/08</b>	<b>A1</b>	<b>(11) 国際公開番号</b> <b>WO96/07833</b>  <b>(43) 国際公開日</b> <b>1996年3月14日(14.03.96)</b>
<b>(21) 国際出願番号</b> <b>(22) 国際出願日</b>  <b>(30) 優先権データ</b> 特願平6/210204      1994年9月2日(02.09.94)      JP 特願平6/269766      1994年11月2日(02.11.94)      JP 特願平6/269791      1994年11月2日(02.11.94)      JP 特願平6/269816      1994年11月2日(02.11.94)      JP  <b>(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について)</b> 日野自動車工業株式会社 <b>(HINO JIDOSHA KOGYO KABUSHIKI KAISHA)[JP/JP]</b> 〒191 東京都日野市日野台三丁目1番地1 Tokyo, (JP) <b>(72) 発明者：および</b> <b>(75) 発明者／出願人 (米国についてのみ)</b> 田中 慎一(TANAKA, Shinichi)[JP/JP] 〒191 東京都日野市多摩平四丁目11番地 多摩平団地200-7 Tokyo, (JP) 田中 繁(TANAKA, Shigeru)[JP/JP] 〒220-02 神奈川県津久井郡津久井町長竹2780番地1 Kanagawa, (JP)	下村定三(SHIMOMURA, Teizo)[JP/JP] 〒205 東京都羽村市玉川二丁目4番地12 Tokyo, (JP) <b>(74) 代理人</b> 弁理士 井手直孝(IDE, Naotaka) 〒177 東京都練馬区関町北二丁目26番18号 Tokyo, (JP)  <b>(81) 指定国</b> CA, CN, KR, US, 欧州特許(DE, FR, GB, IT).  添付公開書類      国際調査報告書	

**(54) Title : DRUM BRAKE****(54) 発明の名称** ドラムブレーキ**(57) Abstract**

This invention effectively reduces the screeching (unpleasant sound) of a brake occurring when an automobile is braked. A rod is set up on the inner surface of a rim to which a brake lining is attached, and a weight is fixed to this rod via an elastic member. Since a weight is fixed to a brake shoe via an elastic member, the weight receives the vibration of the brake shoe and is vibrated. The vibration of the weight has a low frequency and a phase equal to that of the vibration of the brake shoe. However, as the vibration frequency of the brake shoe increases, the vibration phase of the weight deviates from that of the brake shoe. At a frequency in the vicinity of a certain level and not lower than the same, a phase difference becomes substantially 180°. If this frequency is set in agreement with that of a screeching sound of the brake, the vibration of the brake shoe can be suppressed by that of the weight. It is possible to reduce the screeching sound of a brake of a large-sized vehicle, in which the size of a brake shoe is large, to a practically sufficient level by merely adding an inexpensive part to the brake, and maintain the original performance of the brake even when the brake lining is replaced.



- 1 ... brake drum
- 2 ... brake lining
- 3 ... rim
- 3a ... web
- 4a ... elastic member
- 5a ... weight
- 6a ... rod

自動車の制動時に発するブレーキ鳴き（「キーン」という不快音響）を有効に低減する。ブレーキライニングが取付けられたリムの内面にロッドを立設し、このロッドに弾性体を介して重りを取付ける。

弾性体を介在させて重りをブレーキシューに取付けることにより、重りはブレーキシューの振動を受けて振動する。重りの振動は低い周波数でブレーキシューの振動と等しい位相であるが、ブレーキシューの振動周波数が高くなるにしたがって、重りの振動位相はブレーキシューの振動位相とずれてくる。ある周波数の近傍およびそれ以上の周波数ではその位相差がほぼ180度になる。その周波数をブレーキ鳴き周波数と合わせることで、ブレーキシューの振動を重りの振動で抑圧することができる。

安価な部品を追加するだけで、ブレーキシューのサイズが大きい大型車両のブレーキ鳴きを実用的に十分な程度に低減することができ、ブレーキライニングの交換を行っても本来の性能を維持することができる。

情報としての用途のみ

PCTに基づいて公開される国際出願をパンフレット第一頁にPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AL	アルバニア	DK	デンマーク	LK	スリランカ	PT	ポルトガル
AM	アルメニア	EE	エストニア	LR	リベリア	RO	ルーマニア
AT	オーストリア	ES	スペイン	LS	レソト	RU	ロシア連邦
AU	オーストラリア	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SD	スーダン
AZ	アゼルバイジャン	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SE	スウェーデン
BB	バルバドス	GA	ガボン	LV	ラトヴィア	SG	シンガポール
BE	ベルギー	GB	イギリス	MC	モナコ	SI	スロベニア
BF	ブルキナ・ファソ	GE	グルジア	MD	モルドバ	SK	スロヴァキア共和国
BG	ブルガリア	GN	ギニア	MG	マダガスカル	SN	セネガル
BJ	ベナン	GR	ギリシャ	MK	マケドニア旧ユーゴ	SZ	スワジランド
BR	ブラジル	HU	ハンガリー		スラヴィア共和国	TD	チャド
BY	ベラルーシ	IE	アイアランド	ML	マリ	TG	トーゴ
CA	カナダ	IS	アイスランド	MN	モンゴル	TJ	タジキスタン
CF	中央アフリカ共和国	IT	イタリア	MR	モリタニア	TM	トルクメニスタン
CG	コンゴ	JP	日本	MW	マラウイ	TR	トルコ
CH	スイス	KE	ケニア	MX	メキシコ	TT	トリニダード・トバゴ
CI	コート・ジボアール	KG	キルギスタン	NE	ニジェール	UA	ウクライナ
CM	カメルーン	KP	朝鮮民主主義人民共和国	NL	オランダ	UG	ウガンダ
CN	中国	KR	大韓民国	NO	ノルウェー	US	米国
CZ	チェコ共和国	KZ	カザフスタン	NZ	ニュージーランド	UZ	ウズベキスタン共和国
DE	ドイツ	LI	リヒテンシュタイン	PL	ポーランド	VN	ヴィエトナム

## 明 細 書

## ドラムブレーキ

## 〔技術分野〕

本発明は、自動車のブレーキに利用する。本発明は、ドラムブレーキに利用する。本発明は、自動車の制動時に発するいわゆる「ブレーキ鳴き」を低減する技術に関する。

## 〔背景技術〕

自動車の制動時に発するブレーキ鳴き（「キーン」という不快音響）を低減するために、従来から多くの研究と提案が行われた。本願出願人も長らくこの問題を追求している。

特開平 3-288028 号公報に開示する技術は、本願出願人の先願であり、ブレーキシューの振動を抑圧するために、ブレーキシューのリム内面に摩擦部材を介して抑え部材を装着するものである。特開平 1-65944 号公報に開示する技術は、さらに古い技術であり、これも本願出願人の先願に当たる技術であって、リムの内面に摩擦部材を取付けたものである。

実開平 3-84436 号公報に開示する技術は、同じく本願出願人の先願に係る実用新案登録出願であり、リムの内面に重りを取付けることにより、ブレーキシューの振動を抑圧するものである。この技術を開示した時点では、重りに弾性部材を介在させることについては気付いていなかった。

前記の特開平 3-288028 号公報で説明されているブレーキ鳴きの現象についての解析および説明、特に同公報第 8 図で説明されている現象（本願実施例に関連して説明する）は、その後の実験的な検討でも正しいものであると考えられる。すなわち、ブレーキの鳴きの主な原因は、ブレーキシューの振動により発生しているものであり、しかも、図 27 の破線で示すようにブレーキシューが半径方向に振動していることがわかっている。

上記のような技術によりブレーキ鳴きは改善され、特に小型乗用車では通常の都市道路を走行する状態では、ほとんど実用上に問題のないところまで改善された。しかし、大型自動車では明らかでない条件によってはなおブレーキ鳴き現象が発生する状態にあり、その対策にはまだ研究すべき課題が残されている。

本願発明者は、ブレーキ鳴きについてその現象を観測し、その観測した内容をさまざまに解析した。振動について実験解析を行い、ブレーキシューの振動を抑圧する具体的な方策について検討した。実験解析はコンピュータ画面で振動を誇張して表示させ、その発生音響の周波数特性と対応させるなどの新しい方法で検討した。その結果、本願で開示する技術を提案し、実験を行ったところ従来知られている方策に比べて、きわめて有用であることが実証された。

本発明は、ブレーキ鳴きを低減することを目的とする。本発明は、さまざまなサイズのブレーキシューに対して、単に経験的な形状ではなく最も有効な形態でブレーキ鳴きを低減することができる技術を提供することを目的とする。本発明は、ブレーキシューのサイズが大きい大型車両におけるブレーキ鳴きを実用的に十分な程度に低減させることを目的とする。本発明は、ブレーキライニングの交換が行われても、その性能に変化がないブレーキ鳴き低減の技術を提供することを目的とする。本発明は、安価な追加部品によりブレーキ鳴きを低減させることを目的とする。さらに、本発明は、弾性体および接着剤の劣化、弾性体の振動減衰機能の低下を抑止し信頼性を向上させることを目的とする。本発明は、高温にさらされ、激しい振動にさらされる環境下においても、有効に付加部品を維持することができる振動減衰手段を提供することを目的とする。

#### 〔発明の開示〕

本発明は、振動部材に弾性体を介して重りを取付けることにより、自動車の制動時に発するブレーキ鳴きを有効に低減することを特徴とする。振動部材は、例えば、ブレーキ鳴きの発生源であるブレーキシューであり、またブレーキ鳴きに共鳴して騒音を外部に伝えるブレーキドラムとバックプレートである。ホイールシリンダに取付けることもできる。

本発明は、単に重りを取付けるのではなく、弾性体を介して重りを取付けるところに最大の特徴がある。弾性体を介して重りを取付けると、重りの自由振動領域が拡大されて、弾性体の性質にしたがって重りに固有振動周波数が認められるようになる。振動部材の振動は重りに伝達するが、そのときに周波数の低い領域では振動部材と重りは同一の位相で振動する。しかし、周波数が高くなるにしたがって、振動部材と重りの振動との間で振動の位相がしだいにずれて行き、ある周波数では、あるいはある周波数より高い周波数では、振動部材の振動と重りの振動が逆位相になる現象が見られる。振動部材の振動と重りの振動が逆位相になることは、弾性体に変形して振動エネルギーを熱エネルギーに変換し振動部材の振動を抑制することにほかならない。これが本発明の原理である。

本発明の第一の観点は、ブレーキシューであり、ブレーキライニングが取付けられたリムに重りが弾性体を介して取付けられたことを特徴とする。すなわち、振動が発生する部材に直接に重りを取付けるのではなく、弾性体を介して重りを取付けるところに最大の特徴がある。さらに詳しくは、弾性体を介して重りを取付けることにより、その弾性体の性質と重りによる固有振動周波数近傍あるいはそれより高い周波数の振動および騒音を有効に抑圧することができる。固有振動周波数より高い周波数に限らず、固有振動周波数近傍の周波数およびそれ以下の低い周波数の振動も、ブレーキシューの振動と重りの振動との位相関係によって、抑圧されることが実験的に確かめられている。

前記重りの取付けは、リムに直接弾性体を介して取付けてもよく、あるいはリムにロッドを立設し、このロッドに前記重りを前記弾性体を介して取付けることができる。前記重りを取付ける位置は、リムの内面、ウェブの側面、もしくはウェブの頂上であることが望ましい。ここで「ロッド」とは、広く棒状の部材を意味するもので、一般に「ピン」といわれる部品はこの「ロッド」のうちに含まれる。

また、弾性体をリング状に形成し、その弾性体の中心を前記ロッドが貫通する構造とし、ロッドには金属を用い、前記弾性体を内包するようにリング状の重り

を設けることができる。ロッドの形状は円柱形状もしくは円筒形状のいずれを用いてもよい。ここで、リング状とは、その軸に垂直な平面による断面が円形であるもののほか、多角形であるものを含む。

さらに、ロッドに支持体を取付け、この支持体とロッドとの間に空間を設け、この支持体を内包するように弾性体を設けて、この弾性体を内包するようにリング状の重りを設けることもできる。この構造の場合は支持体とロッドとの間の空間から熱が放散される利点がある。また、ブレーキライニングのリムとの接合面の重り取付け位置近傍に凹部を形成しておけば、ブレーキライニングに発生した熱が直接伝達されることを防止することができる。

リムの内面またはウェブの側面に弾性体を介して重りを取付けた場合にはカバーを被せることができ、制動にともなう摩擦粉が発生しても弾性体および重りの回りに堆積することを防止することができる。

本願発明者は、実測に基づくデータを解析して、提案する技術についてその有効な範囲を数式化することに成功し、その範囲できわめて有効な対策が採れることを確認した。この数式については後で詳しく説明する。

ドラム・ブレーキは、ブレーキドラムの内周面とブレーキライニングの外周面との摩擦によって制動が行われる。そのため、ブレーキライニングを固定するリムおよびこのリムを支持するウェブは制動時に発生する熱により高温の状態となり、リムまたはウェブに取付けられた弾性体および重りもその熱の影響を受ける。重りと弾性体、弾性体とウェブまたはリムは接着により固定されているので接着剤も同様に熱の影響を受ける。

これが弾性体および接着剤の劣化をはやめ、さらに制動時に発生するブレーキライニングの摩耗粉が堆積した場合に弾性体の振動減衰機能を低下させる。実用的には、ウェブまたはリムに弾性体を介して重りを固定しただけの状態でも十分供し得るものであるが、ロッドを設けて重りおよび弾性体を取付けることにより、弾性体および接着剤の劣化、弾性体の振動減衰機能の低下を抑止することができることがわかり、これにより信頼性を向上させることができることが確かめられ

た。

本発明の第二の観点は、ドラムブレーキであり、そのバックプレートに弾性体を介して重りが取付けられたことを特徴とする。弾性体および重りはバックプレートに直接取付けることができるが、この場合にもロッドを立設し、このロッドに弾性体を介して重りを取付けることが有効である。ロッドに代えてボルトにより固定することも実用的な構造として有効である。

上述の数式化について説明する。この数式はブレーキシューの場合も、バックプレートの場合も共通である。

重りの質量を $m$ 、重りと振動部材（ブレーキシュー、バックプレートその他）との間に設定される弾性体のバネ定数を $k$ とすると、前記弾性体を介して取付けられた重りの固有振動周波数は、

$$f_0 = (1 / (2\pi)) \sqrt{k/m}$$

となる。この固有振動周波数をこのブレーキシューによる鳴き周波数 $f_1$ の主たる成分の周波数とほとんど等しく、あるいはそれより低く設定すると効果的であることが実験的検討により確認された。たとえば、固有振動周波数 $f_0$ に対して鳴き周波数 $f_1$ の関係は、

$$f_1 > 2 f_0$$

とすることにより鳴き周波数 $f_1$ の広い周波数範囲にわたり有効である。

逆に、ブレーキシューの構造から鳴き周波数 $f_1$ がほぼ一定の周波数となるような場合には、重りの質量 $m$ を小さくして、上記固有振動周波数 $f_0$ を鳴き周波数 $f_1$ に接近させるように設計することにより、装置の軽量化をはかることができることもわかった。

すなわち重りの質量 $m$ を小さく設定するために、

$$f_1 \approx f_0$$

としてみると周波数 $f_1$ の振動吸収が有効に行われることがわかった。すなわち、リムの形状から鳴き周波数がほとんど一定の値として取り扱ってよい場合には、ブレーキシューによる鳴き周波数 $f_1$ にほとんど等しく、あるいはわずかながら

逆に、

$$f_s < f_0$$

となることがあっても効果があることもわかった。

本発明の第三の観点は、ドラムブレーキのホイールシリンダに弾性体を介して重りが取付けられたことを特徴とする。ホイールシリンダは、制動油圧を受けてこれを内部に収容された一対のピストンを介してスパイダに伝達するための部材である。ホイールシリンダは、それ自体がドラムブレーキのバックプレートの内側に取付けられている。ホイールシリンダは、制動時に発生したブレーキシューの振動を受け、この振動をバックプレートに伝達してブレーキ鳴きを大きくする一つの要素になっている。したがって、このホイールシリンダの外周に弾性体を介して重りを取付けることによって、その振動を抑圧することができ、前述の数式も共通していることが実験的に確かめられた。

これらを繰り返して定性的に説明すると、振動部材（この場合にはブレーキシュー、ドラムブレーキのバックプレート、あるいはホイールシリンダなど）が振動するとき、その振動部材に弾性体を介して重りが装着されていると、その重りは、低い周波数では振動部材と等しい位相で振動するが、周波数が高くなるにしたがって重りの振動位相が振動部材の振動位相からしだいにずれて行き、ある周波数を越えるとその振動位相が逆位相、すなわち180度離れた位相となる。これは、弾性体に変形して振動エネルギーを熱エネルギーに変換し振動部材の振動を抑圧することになる。つまり、振動を抑圧するように重りの振動が逆位相になる周波数に音響騒音が顕著に発生する周波数に設定しておけばよいことになる。

さらに重りの数は1個ではなく、前記リムの内側またはウェブにはそれぞれ前記弾性体を介して複数の重りを取付けることができる。複数の重りについて、その固有振動周波数を少しずつ違えておくことも、鳴き周波数が広い範囲にわたる場合には有効である。弾性体のバネ定数は、弾性体の材料の性質およびその形状から定まる。弾性体の材料としては耐熱ゴムその他プラスチック材料が便利であり、その形状は上記式を満足するように理論的かつ実験的に設定されることが望



ましい。

本願発明者はさまざまな条件を設定して実験を繰り返し、これにより、自動車の制動時に発するブレーキの鳴きを有効に低減することができることを実験的に確認した。鳴きを発生する構造のブレーキシューに上記のような重りを弾性体を介して取付けると、鳴きがいちじるしく低減され、それを取り外すと鳴きが発生することを何度も確認した。

弾性体および重りは単純な構造の安価な部品であるので、本願発明により多くの費用を要せずに実用的に十分な程度にブレーキの鳴きを低減させることができる。ブレーキライニングの交換が行われてもその性能に変化を生じることはない。

さらに具体的な態様では、一般にブレーキ鳴きの周波数は、一様な周波数ではなく複数の周波数が混在する状態にあるが、実測により概ね1 kHzを超える周波数成分が多く含まれる。さらに詳しくは、1.4 kHzないし2 kHzの範囲の周波数成分が耳障りな音響となっている。

したがって、前記弾性体を介して取付けられた重りの固有振動周波数 $f_0$ を1 kHz近傍もしくはそれより小さく設定することが望ましい。これをさまざまに条件を変更して実験的な確認を行ったところ、固有振動周波数 $f_0$ を500 Hz程度にすると広い周波数範囲で有効であることがわかり、さらに小さくして固有振動周波数 $f_0$ を100 Hzにすると、さらに広い周波数範囲の鳴きを低減するために有効であることが確かめられた。さらにこの固有振動周波数 $f_0$ を小さくすることも考えられるが、現実には弾性材料が柔らかくなるとともに重りの質量が大きくなることから、工業的にこれが有効であるか否か、よい弾性材料が安価に得られるか否かの問題が生じる。

一方、リムはブレーキドラムとブレーキライニングの摩擦で発熱する部材であるから、弾性材としても相応の耐熱性および耐久性を有する材料を選択することが必要である。この要素からも固有振動周波数 $f_0$ を極端に小さい値に選択することには困難な問題がある。この実験は、弾性材としてさまざまな弾性係数を持つ合成ゴム（またはプラスチック材料）を選択し、重りとして金属材料（具体

的には鉛)を利用して行った。

このような検討から、耐熱性に優れた合成ゴム(またはプラスチック材料)の中から適当なものを選択することが可能であり、重りの質量は実用的に便利な数百グラム程度とすることにより、固有振動周波数 $f_0$ が100Hz前後、あるいはもう少し高い200Hz前後に設定することが工業的に優れていると判断される。

〔図面の簡単な説明〕

図1は本発明第一実施例の構成を示す部分側面図。

図2は本発明第一実施例の構成を示す斜視図。

図3(a)および(b)は本発明第一実施例および従来例の制動時における振動周波数と制動音レベルの実測値を示す図。

図4は本発明第一実施例における供試品の外観形状を示す斜視図。

図5(a)および(b)は本発明第一実施例および従来例の振動減衰性試験結果を示す図。

図6(a)は本発明第一実施例における熱劣化試験前の振動減衰状態を示す図、(b)～(g)は本発明第一実施例における熱劣化試験後の振動減衰状態を示す図、(i)は従来例における振動減衰状態を示す図。

図7(a)は本発明第一実施例の構造を示す模式図、(b)は振動を受けたときの状態を示す模式図。

図8(a)は別方式の振動エネルギーの吸収構造を示す模式図、(b)は振動を受けたときの状態を示す模式図。

図9は本発明第二実施例における弾性体および重りをリムの内面に取付けた状態を示す部分側面図。

図10は本発明第二実施例における図9に示すA矢視図。

図11は本発明第二実施例における弾性体および重りをリムの内面に取付けた状態を示す斜視図。

図12(a)および(b)は本発明第二実施例におけるサンプルの外観形状を

示す斜視図。

図 1 3 (a) および (b) は本発明第二実施例における打撃テストの結果を示す図。

図 1 4 (a) および (b) は本発明第二実施例および従来例における打撃テストの結果を示す図。

図 1 5 (a) および (b) は本発明第二実施例および従来例における打撃テスト結果を示す図。

図 1 6 は本発明第三実施例の構成を示す部分側面図。

図 1 7 は本発明第三実施例における重りおよび弾性体をウェブの両側に取付けた場合の図 1 6 に示す B 矢方向部分断面図。

図 1 8 は本発明第三実施例における重りおよび弾性体をウェブの片側に取付けた場合の図 1 6 に示す B 矢方向部分断面図。

図 1 9 は本発明第四実施例の構成を示すブレーキシューの円周方向の断面図。

図 2 0 は本発明第五実施例の構成を示す部分側面図。

図 2 1 は本発明第五実施例の構成を示す部分平面図。

図 2 2 は本発明第六実施例の要部の構成を示すドラムブレーキの断面図。

図 2 3 は本発明第六実施例における実験試料を説明する図。

図 2 4 は本発明第六実施例における走行距離毎の制動時騒音レベルを示す図。

図 2 5 は本発明第六実施例における周波数に対する制動時騒音レベルの実記録例を示す図。

図 2 6 は本発明第七実施例の構成を示すドラムブレーキ内部の正面図。

図 2 7 は制動時にブレーキ鳴きが発生した際のブレーキシューの変形状態を説明する図。

〔発明を実施するための最良の形態〕

次に、本発明実施例を図面に基ついて説明する。

(第一実施例)

図 1 は本発明第一実施例の構成を示す部分側面図、図 2 は本発明第一実施例の

構成を示す斜視図である。

本発明第一実施例はブレーキドラム1に押し付けられ摩擦抵抗によって制動力を発生するブレーキライニング2が取付けられたリム3の内面に、中空円筒状のロッド6aが立設され、このロッド6aにリング状の弾性体4aを介して重り5aが取付けられる。重り5aの質量をm、弾性体4aのバネ定数をkとすると、弾性体4aを介して取付けられた重り5aの固有振動周波数

$$f_0 = (1 / (2\pi)) \sqrt{k/m}$$

がブレーキライニング2による鳴き周波数fより低くなるように設定される。

ここで、このように構成された本発明第一実施例に係る試験結果について説明する。

#### (試験1-1)

はじめに、中型バスについてブレーキ鳴きの音響を測定記録した結果について説明する。

図3(a)および図3(b)は、被試験車両のブレーキの近傍にマイクロホンを配置し、ブレーキから発生する音響を電気信号として取出し、広帯域の音響信号増幅器で増幅し、その電気信号の周波数成分をスペクトラム・アナライザで分析したものである。横軸は周波数であり、縦軸は音響レベルをdBで示す。縦軸は相対値である。図3(a)は本発明を実施したブレーキについての測定結果であり、図3(b)は比較例である。この比較例は、同一の車両同一のブレーキ装置について、単に本発明の要素である重りおよび弾性体を取り外した状態で同一の測定をした結果を示すものである。この試験は、中型バスについての実車テストの結果であり、この試験に模擬的な要素はいっさい含まれていない。

すなわち、中型バスの実車テスト中に後輪ブレーキから図3(b)に示すように、周波数約1.5kHz近傍に高いピークで、さらに2.25kHzに小さいピークで、3kHzに中程度のピークで、音響エネルギーが集中するブレーキ鳴きが発生した。その対策のため図4に示すように、一つのリム3に4組(一輪当たり8組)の重りを弾性体を介して取付けて試験を行った。その結果、図3(a)

に示すように、高いレベルのピークを示して発生したブレーキ鳴きはなくなり、4 kHzまでの全測定範囲でブレーキ音のレベルが30 dB以下を示した。このレベルは一般雑音レベルであり、人の耳にはブレーキ鳴きが消滅したという印象を与える。

#### (試験1-2)

さらに、本発明実施例の重りを装着する前および装着後の振動減衰性の試験を行った。この試験は、中型バスのブレーキ装置を使用し、通常の制動（減速度で約 $2\text{ m/sec}^2$  :  $0.2\text{ g}$ ）をかけたときの圧力（ $30\text{ kg/cm}^2$ ）をホイールシリンダにかけ、ブレーキドラムを一定の圧力を加えたハンマで叩いてその振動を計測することによって行ったものである。その結果を図5（a）および（b）に示す。図5は横軸が時間軸であり、縦軸は音響振動の振幅を示す。

図5（a）は図4に示すように本発明を実施した重りを装着した場合の振動減衰特性であり、図5（b）は比較例である。この比較例は、同一の装置で単に重りおよび弾性体を取り除いた状態で測定したものである。図5はいずれも、音響振動をピックアップで電気信号に変換し、その電気信号を広帯域増幅器で増幅して、オシロスコープで観測した波形である。横軸に時間を取り縦軸に振動振幅を表す。この結果から本発明を実施することにより、音響振動がいちじるしく減少していることがわかる。

#### (試験1-3)

次に実用的な装置についての劣化試験について説明する。

本発明第一実施例に（図1）に対する熱劣化試験を行った。これは実車に装着して熱評価のための標準走行路（日本で代表的にきつい坂路に相当）を走行させ、ブレーキシューの温度を測定してその温度変化をもとに加速試験条件を設定したものである。この加速試験条件に基づいて、本発明実施例ブレーキシューを恒温槽に入れて、繰り返し温度サイクルをかけて強制的に劣化させてから振動減衰試験を行った。

図6はその試験結果を示したもので、同図（a）は熱劣化試験前の新品での結

果を示し、同図（b）～（g）は8千km～80万kmに相当する熱劣化試験を行った後の結果をそれぞれ示し、同図（h）は本発明の構造を実車に装備して4千km走行（最大温度200℃）させた後の結果を示す。同図（i）は比較例であって、本発明も実施していない状態、すなわち重りおよび弾性体を取り外した状態での試験結果を示したものである。これらの結果から本発明の構造は、その寿命を車両の寿命と同等に保証することができ、経年的な振動減衰性も新品とほぼ同じであることがわかった。

次に本発明第一実施例の振動形態を説明する。

図7は本発明第一実施例の構造について、図8は従来から知られている鋼板を用いた構造について、それぞれ振動エネルギーの吸収構造を示す模式図である。図7および図8の（a）は振動を受ける前の状態を示し、（b）は振動を受けたときの状態を示す。図7に示す本発明第一実施例の構造は、リム3の内面にロッド6aが立設され、このロッド6aに弾性体4aを介して重り5aが取り付けられているので、制動により、リム3に発生した振動がロッド6aに伝達され、同図（b）に示すように弾性体4aを介して重り5aが上下に大きく変形し、振動エネルギーが熱エネルギーとなって放散される。図8に示す鋼板を用いた構造では、二つの鋼板11の間に弾性体12が配置され、振動を受けたときに鋼板11が同図（b）に示すように変形し、振動エネルギーを熱エネルギーに変換する。これを本発明第一実施例の構造と比較した場合に、弾性体4aの変形は弾性体12の変形よりも大きく、振動エネルギーの吸収が効率的に行われることがわかる。

#### （第二実施例）

図9は本発明第二実施例における弾性体および重りをリムの内面に取付けた状態を示す部分側面図、図10は本発明第二実施例における図9に示すA矢視図、図11は本発明第二実施例の斜視図である。

本発明第二実施例は、ブレーキドラム1に押し付けられ摩擦抵抗によって制動力を発生するブレーキライニング2が取付けられたリム3の内面に、それぞれ弾性体4bを介して複数の重り5bが接着により取付けられた構造である。ここで、

重り 5 b の質量を  $m$ 、弾性体 4 のバネ定数を  $k$  とするとき、弾性体 4 を介して取付けられた重り 5 の固有振動周波数

$$f_0 = (1 / (2 \pi)) \sqrt{k / m}$$

がブレーキライニング 2 による鳴き周波数  $f$  より低くなるように設定される。弾性体 4 b および重り 5 b は接着剤により固定される。

次に、このように構成された本発明第二実施例における試験結果について説明する。

#### (試験 2 - 1)

図 1 2 に試験に用いた重り 5 b および弾性体 4 b の形状を示す。ここで重り 5 b および弾性体 4 b の組合せを「サンプル」ということにする。図 1 2 (a) はサンプル (1) の構造を示し、同図 (b) はサンプル (2) の構造を示す。それぞれ重りの材料は鉛であり、弾性体には硬度 60 度のニトリルゴムを使用した。サンプル (1) は大型であり、重りのサイズは  $60 \text{ mm} \times 28 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$  で、重量は  $300 \text{ g}$  である。弾性体のサイズは  $60 \text{ mm} \times 28 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$  である。サンプル (2) は小型であり、重りのサイズは  $27 \text{ mm} \times 22 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$  であり、その重量は  $100 \text{ g}$  である。弾性体のサイズは  $7 \text{ mm} \times 22 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$  である。上記のようなサンプル (1) およびサンプル (2) を多数個用意した。

まず図 1 3 は上記サンプルをブレーキシューに接着する前のサンプル単独での試験結果を示す図である。図 1 3 (a) はサンプル (1) の試験結果であり、図 1 3 (b) はサンプル (2) の試験結果である。このサンプル単独での試験は次のようにして行った。この試験は、サンプル (1) およびサンプル (2) をそれぞれを 1 個ずつとり、個別に大きい定盤に張り付け、その近傍にハンマで衝撃を与えることにより行った振動試験である。それぞれサンプルおよび定盤にピックアップ (音響電気変換器) を取付け、それぞれ音響振動を電気信号として取り出す。この電気信号をそれぞれ広帯域増幅器で増幅して 2 チャンネルのスペクトラムアナライザにより周波数分析して、重りの振動振幅、および重りの振動と定盤の振動との位相差を記録した。図 1 3 は横軸に周波数を示し、縦軸に周波数に対応

する振幅および位相差を示す。振幅は対数尺であり相対値である。位相差の単位は度である。

図13に示す試験結果を見ると、図13(a)では、重りの振動は1000Hz付近で振幅が大きく、それより高い周波数で次第に振幅が小さくなっていることがわかる。そして、定盤に加えた振動と重りの振動との位相差は、低い周波数領域ではほぼ等しいが、200Hz近傍の振幅のピークに対応して位相の遅れが見られ、さらに周波数が高くなるにしたがって位相差が大きくなり、1000Hzを越えると、位相差はほとんど-180度となって、重りの振動が定盤に加えた振動の逆位相になっていることがわかる。この試験結果は、重りの振動が加えた振動を抑圧していることを示す。図13(b)についても、重りの質量が小さいことから、振幅の大きい周波数はやや低く、さらに位相が逆位相になる周波数も低くなっていることがわかる。

このような試験結果から、このサンプル(1)または(2)のような部品をブレーキシューに取付けると、重りの振動が1000Hzあるいは800Hzを越える周波数領域では逆位相になり、重りの振動がブレーキシューの振動を抑圧するように作用することがわかる。

#### (試験2-2)

次にブレーキシューについての試験結果を説明する。

図9ないし図11に示すように、上記サンプルをブレーキシューに取付けて試験を行った。その試験結果を図14に示す。図14はブレーキシューをスポンジの上に置きハンマーにより1回の打撃を加えて振動振幅の減衰状態を記録した図である。すなわち、ブレーキシューにピックアップを取付け、振動を電気信号として取出し、その電気信号を広帯域増幅器により増幅してオシロスコープにより観測した。図14は横軸は時間であり、縦軸は振幅の相対値を示す。

図14(a)は本発明第二実施例(図11)についての試験結果であり、図14(b)は比較例である。この比較例は本発明第二実施例のブレーキシューからサンプルを取り外した状態で同様の測定を行った試験結果である。図14から、



本発明実施例では衝撃を加えた後に振動が持続せず、直ちに振動が吸収され減衰している様子がわかる。すなわち、本発明によりブレーキシューの振動が効果的に吸収されることがわかる。図14(a)の場合と同(b)の場合は、人が耳で聞いても明らかに音響反応が違ってくる。ことがわかる。

(試験2-3)

次に実用車両における試験について図15を用いて説明する。

車両に実装されたブレーキシューに、重量300gの重り1個、重量200gの重り2個、および重量100gの重り1個をそれぞれ図11に示すように、弾性体を介在させて固定し、その車両を定地に駐車させて試験を行った。車両にブレーキをかけた状態を設定し、ブレーキドラムにピックアップを取付け音響信号を電気信号として取出し、増幅器により増幅して、サンプリング・オシロスコープによりその電気信号を観測した。図15は、ブレーキドラムにハンマーにより1回の打撃を与えて、その振動減衰波形を記録したものである。

重りおよび弾性体を取付けない状態では図15(b)に示すように振幅の大きい振動およびその余韻が発生したが、重りおよび弾性体を取付けた状態では、同図(a)に示すようにその振幅は小さく現われ、制動時の振動が吸収されていることがわかった。

(試験2-4)

次に、上記実用車両を走行させ試験を行った。本発明第二実施例にに係る重りおよび弾性体をいっさい取外して走行させブレーキをかけると大きい鳴きが発生しているが、前述のように措置すると鳴きがまったく発生しないことを確認した。これはさまざまな走行状態で、さまざまなブレーキ状態で確認した。重りおよび弾性体をふたたび取外すとまたブレーキ鳴きが発生することも確認した。

これらの実験結果からわかるように弾性体4bを介して重り5bが取付けられたことによって、制動時に発生する振動が吸収され、ブレーキ鳴きの発生が実用上十分な程度に低減されることがわかった。

上記第二実施例では、重りおよび弾性体を接着剤により固定するように説明し

た。接着剤により固定してもその強度は実用上十分であるが、さらに取付けを確実にするために機械的な固定用部品を使用することができる。固定用部品の一例は、ボルトあるいはピンを使用して、重り5b、弾性体4b、リム3を貫通する構造とすることができる。その場合には、固定用部品を用いた部分の近傍ではブレーキライニングには、その表面に凹部（図19の凹部13に相当する凹部）を設けることがよい。

#### （第三実施例）

図16は本発明第三実施例の構成を示す部分側面図、図17は本発明第三実施例における重りおよび弾性体をウェブの両側に取付けた場合の図16に示すB矢方向部分断面図、図18は本発明第三実施例における重りおよび弾性体をウェブの片側に取付けた場合の図16に示すB矢方向部分断面図である。

本発明第三実施例は、ウェブ3aに貫通孔が設けられ、この貫通孔に挿通されたピン16aまたは16bにブッシュ17が挿通され、このブッシュ17の外周にリング状の重り5cに内包された弾性体4cが固着される。弾性体4cおよび重り5cは図17に示すようにウェブ3aを挟んでその両側に配置されるか、あるいは図18に示すようにウェブ3aの片側に配置され、ピン16aおよび16bの一方の端部がカシメられて固定される。振動により重り5cおよび弾性体4cがウェブ3aの側面およびピン16aの端面に接触しないように、その両側には空間が設けられる。

この構造は重りおよび弾性体の取付けが簡単かつ確実であり、実用的に優れた構造である。この構造によってもブレーキ鳴きが軽減されることが確かめられた。

#### （第四実施例）

図19は本発明第四実施例の構成を示すブレーキシューの円周方向の断面図である。

本発明第四実施例は、ウェブ3aの頂上にロッド6bが立設され、ブレーキライニング2のロッド6bに対応する位置に凹部13が設けられる。本第四実施例も制動時に発生するリム3の変形による振動を吸収しブレーキ鳴きを前述の各実

施例同様に低減することができる。

(第五実施例)

図20は本発明第五実施例の構成を示す部分側面図、図21は本発明第五実施例の構成を示す部分平面図である。

本発明第五実施例は、ブレーキドラム1に押し付けられ摩擦抵抗によって制動力を発生するブレーキライニング2が取付けられたリム3を支持するウェブ3aの両側面に、それぞれ弾性体4eを介して複数の重り5eが接着により取付けられ、この弾性体4eおよび重り5eの周囲に自由振動に十分な空間を設けて密閉するカバー20が設けられる。このカバー20により、ライニングの摩耗により発生した摩耗粉が、この重り5および弾性体4eに直接付着し、その質量や弾性特性を変化させることがなくなる。

(第六実施例)

図22は本発明第六実施例の要部の構成を示すドラムブレーキの断面図である。

本発明第六実施例は、バックプレート21の表面に弾性体4fを介して重り5fが取付けられる。本第六実施例は、制動時に発生する振動によるバックプレート21の共振を防止するもので、これによっても前述の各実施例同様にブレーキ鳴きを抑止することができる。なお、図22では弾性体4fをバックプレート21に接着する構造となっているが、同図に示す一点鎖線の位置にロッドを貫通し、あるいはボルトを貫通して、重り4fおよび弾性体5fの脱落を確実に防止することができる。

(試験3)

図23に示すように、バックプレート21の表面のP1～P8の8個所に弾性体4fを介して重り5fを取付け、ブレーキ鳴きが発生した小型バスに装着して実車試験を行った。その結果、ブレーキから1mの位置で約120dB(A)のレベルであったものが80dB(A)以下となり実用上気にならないレベルになったことが実証された。

図24は本発明第六実施例における走行距離毎の制動時騒音レベルを記録した

ものである。これは、中型バスに新品のブレーキを取付け、5000km程度走行させブレーキ鳴きが発生したところで片輪のバックプレート21に前述の弾性体4fを介して重り5fを8個装着し、さらに約400kmの走行テストを繰返し行った。この走行テスト中左右の車輪の1m後方にそれぞれマイクロホンを設置し、さらにバックプレート21に振動加速度ピックアップを取付け、左右車輪のブレーキ鳴きの発生を観測した。その結果は図24に示すように、弾性体4fおよび重り5fを装着しなかった車輪は最大120dBのブレーキ鳴きが発生したが、装着した車輪は暗騒音レベル80dBを常に下回り、ブレーキ鳴きは発生しなかった。

図25は本発明第六実施例における制動音を車載用簡易型のスペクトラムアナライザにより測定した図である。横軸は周波数であり、縦軸は騒音レベルを対数尺で示す。本発明を実施する前の状態では、制動周波数660Hzでブレーキ鳴きが観測されたが、バックプレート21に弾性体4fを介して重り5fを装着することにより、図中×印で示す位置に制動音レベルが低下し、鳴きの発生は抑止された。これは人の耳によっても明らかに観測された。

以上説明したように本発明によれば、安価な部品を追加するだけで、自動車の制動時に発生するブレーキの鳴きを最も有効な形態で低減することができる。特に、ブレーキシュー8のサイズが大きい大型車両に適用した場合にその効果が大きく、ブレーキライニングの交換が行われても性能に変化を与えることなく鳴き発生の低減を継続することができる。

さらに、弾性体および重りがカバーにより被包されているので、制動時に発生するブレーキライニングの摩耗粉がその回りに堆積することが防止され、弾性体および接着剤の劣化、弾性体の緩衝機能の低下を抑止することができ、信頼性をさらに向上させることができる。

#### (第七実施例)

図26は本発明第七実施例の構成を示すドラムブレーキ内部の正面図である。

本発明第七実施例は、ブレーキドラム1と、このブレーキドラム1の内面に押

圧され摩擦により制動力を与えるブレーキライニング2と、このブレーキライニング2が外周に取付けられた一対のブレーキシュー8と、このブレーキシュー8それぞれの一方の端部を回動自在に支持するスパイダ22と、ブレーキシュー8それぞれの他方の端部に押圧力を与えるホイールシリンダ23と、ブレーキドラム1の開口部を覆いスパイダ22およびホイールシリンダ23を支持するバックプレート（図示省略）とが備えられ、ホイールシリンダ23の外周に、弾性体4hを介して重り5hが取付けられる。本第七実施例の場合も、重り5hの質量をm、弾性体4hのバネ定数をkとすると、弾性体4hを介して取付けられた重り5hの固有振動周波数

$$f_0 = (1 / (2\pi)) \sqrt{k/m}$$

がブレーキライニング2による鳴き周波数fより低くなるように設定される。

本第七実施例においても、弾性体4hを介して重り5hがホイールシリンダ23に取付けられたことによって、制動時に発生する振動が吸収されてブレーキ鳴きの発生が実用上十分な程度に低減される。さらに、弾性体4hおよび重り5hが発生する熱を直接受けないホイールシリンダ23に取付けられるので、弾性体4hおよび接着材の劣化がはやまることが抑止される。

## 請求の範囲

1. ブレーキライニングが取付けられたリムに重りが弾性体を介して取付けられたことを特徴とするブレーキシュー。
2. 前記リムにロッドが立設され、このロッドに前記重りが前記弾性体を介して取付けられた請求項1記載のブレーキシュー。
3. 前記重りが取付けられる位置は前記リムの内面である請求項1または2記載のブレーキシュー。
4. 前記重りが取付けられる位置は前記リムのウェブである請求項1または2記載のブレーキシュー。
5. 前記重りが取付けられる位置は前記ウェブの側面である請求項4記載のブレーキシュー。
6. 前記重りが取付けられる位置は前記ウェブの頂上である請求項4記載のブレーキシュー。
7. 前記重りの質量を $m$ 、前記弾性体のバネ定数を $k$ とすると、  
前記弾性体を介して取付けられた重りの固有振動周波数

$$f_0 = (1 / (2\pi)) \sqrt{k/m}$$

- がこのブレーキシューによる鳴き周波数 $f_0$ とほぼ等しくもしくはその鳴き周波数 $f_0$ より低く設定された請求項1ないし6のいずれかに記載のブレーキシュー。
8. 前記弾性体はリング状であり、その弾性体の中心を前記ロッドが貫通する構造であり、そのロッドは金属製であり、その弾性体を内包するようにリング状の重りが設けられた請求項2記載もしくは請求項2にかかる請求項3ないし7のいずれかに記載のブレーキシュー。
  9. 前記ロッドは円柱形状もしくは円筒形状である請求項8記載のブレーキシュー。
  10. 前記ロッドに支持体が取付けられ、その支持体と前記ロッドとの間には少なくとも一部に空間が設けられ、この支持体を内包するように前記弾性体が設け

られ、さらにこの弾性体を内包するようにリング状の重りが設けられた請求項 8 または 9 記載のブレーキシュー。

11. 前記ブレーキライニングの前記リムとの接合面に前記重りの取付け位置近傍で凹部が形成された請求項 1 ないし 10 のいずれかに記載のブレーキシュー。

12. 前記重りおよび前記弾性体にはカバーが被せられた請求項 1 ないし 11 のいずれかに記載のブレーキシュー。

13. 請求項 1 ないし 12 のいずれかに記載のブレーキシューを備えたドラムブレーキ。

14. バックプレートに弾性体を介して重りが取付けられたことを特徴とするドラムブレーキ。

15. 前記重りの質量を  $m$ 、前記弾性体のバネ定数を  $k$  とするとき、  
前記弾性体を介して取付けられた重りの固有振動周波数

$$f_0 = (1 / (2\pi)) \sqrt{k/m}$$

が前記ブレーキシューによる鳴き周波数  $f$ 、とほぼ等しくもしくはその鳴き周波数  $f$  より低く設定された請求項 14 記載のドラムブレーキ。

16. 前記バックプレートにロッドが立設され、このロッドに前記重りが前記弾性体を介して取付けられた請求項 14 または 15 記載のドラムブレーキ。

17. 前記重りおよび前記弾性体は、ロッドもしくはボルトにより前記バックプレートに取付けられた請求項 13 または 14 記載のドラムブレーキ。

18. ホイールシリンダに弾性体を介して重りが取付けられたことを特徴とするドラムブレーキ。

19. 前記重りの質量を  $m$ 、前記弾性体のバネ定数を  $k$  とするとき、前記弾性体を介して取付けられた重りの固有振動周波数

$$f_0 = (1 / (2\pi)) \sqrt{k/m}$$

が前記ブレーキシューによる鳴き周波数  $f$ 、とほぼ等しくもしくはその鳴き周波数  $f$  より低く設定された請求項 18 記載のドラムブレーキ。

1/21

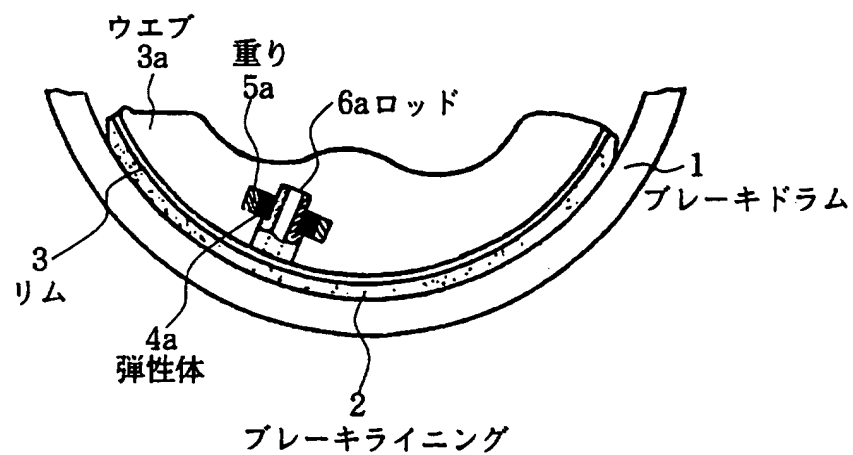


Fig. 1

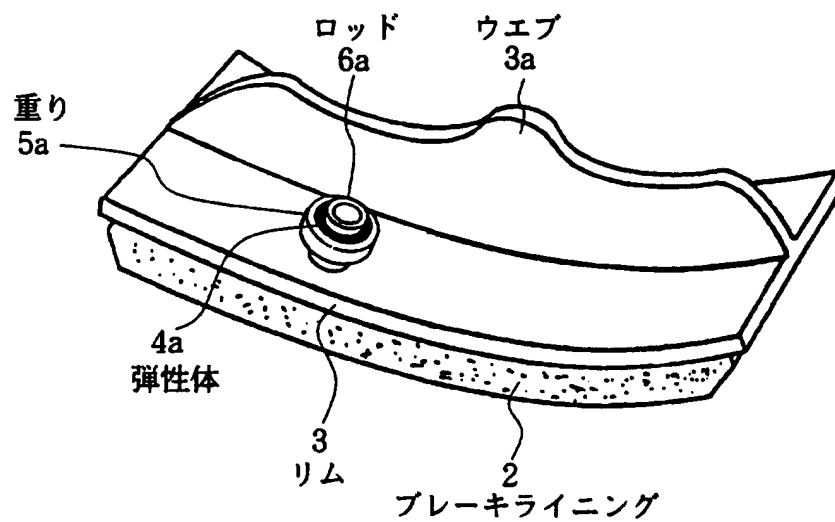


Fig. 2



2/21

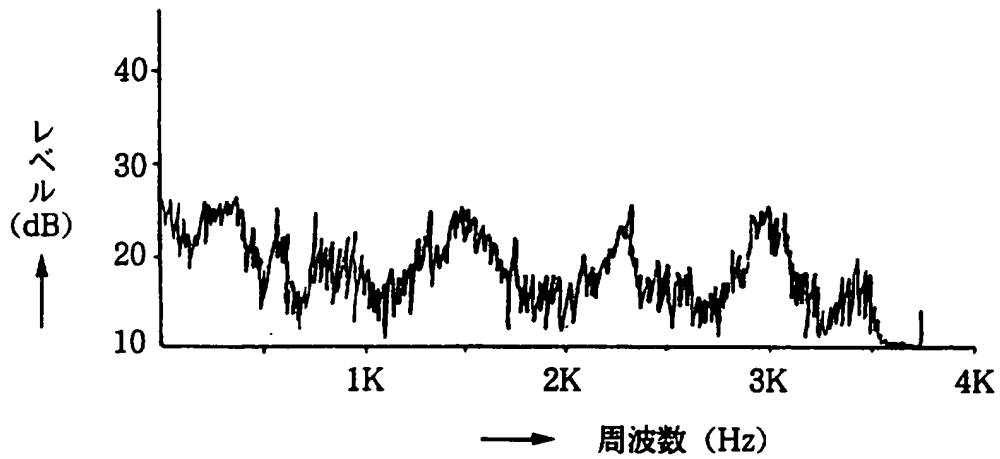


Fig. 3 (a)

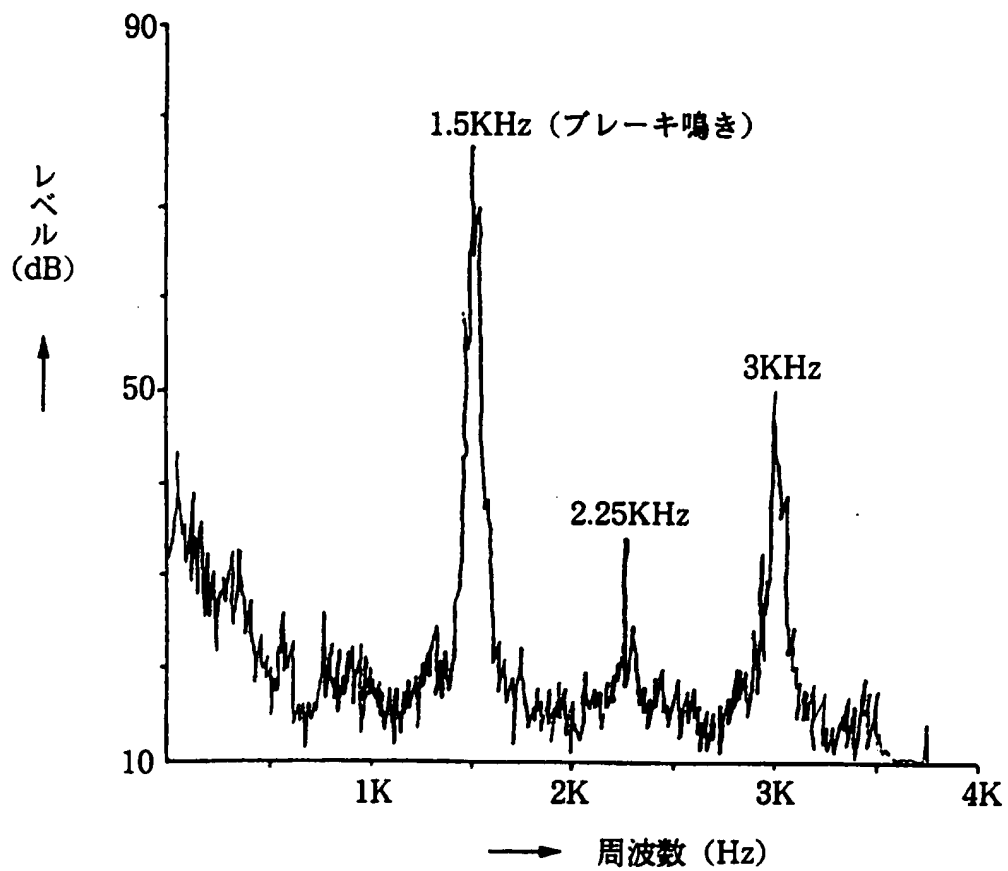


Fig. 3 (b)

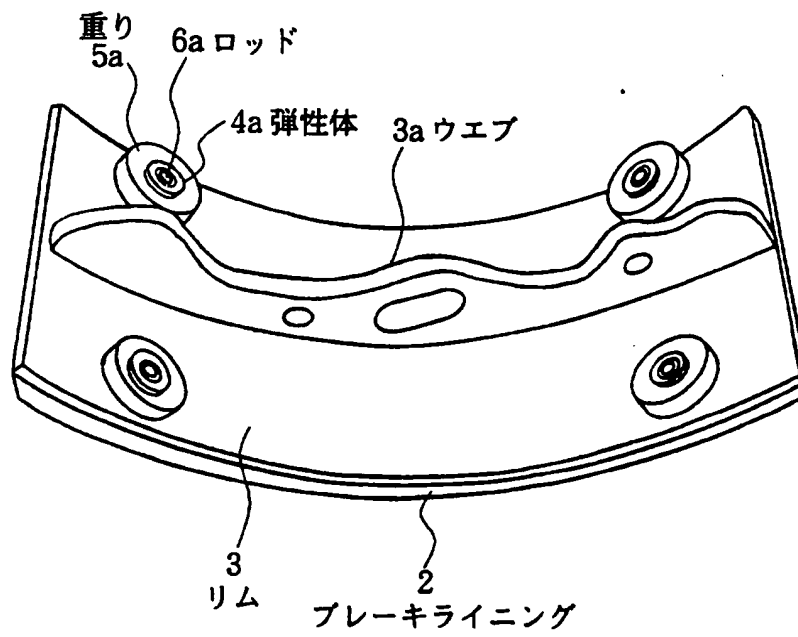


Fig. 4

4/21

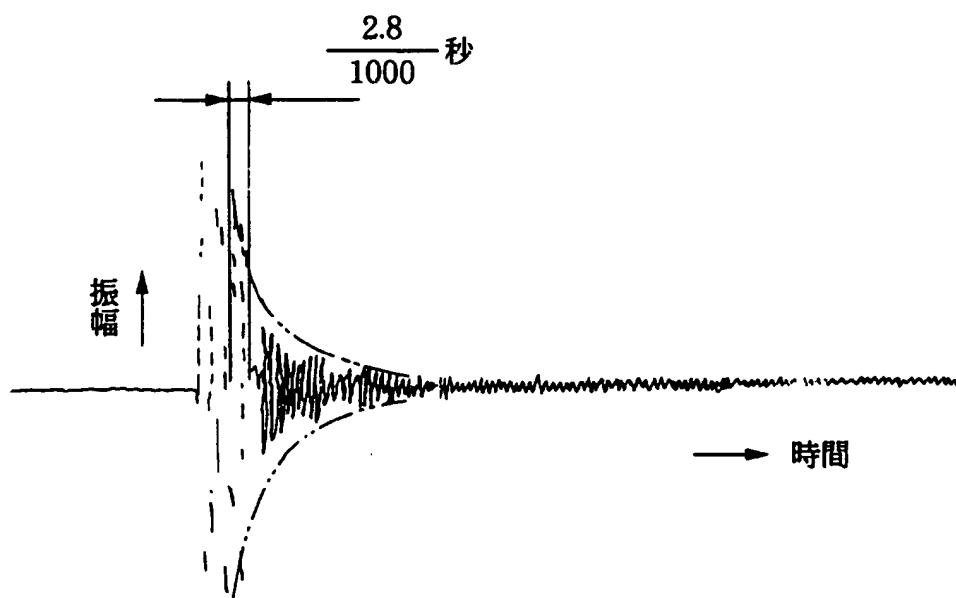


Fig. 5 (a)

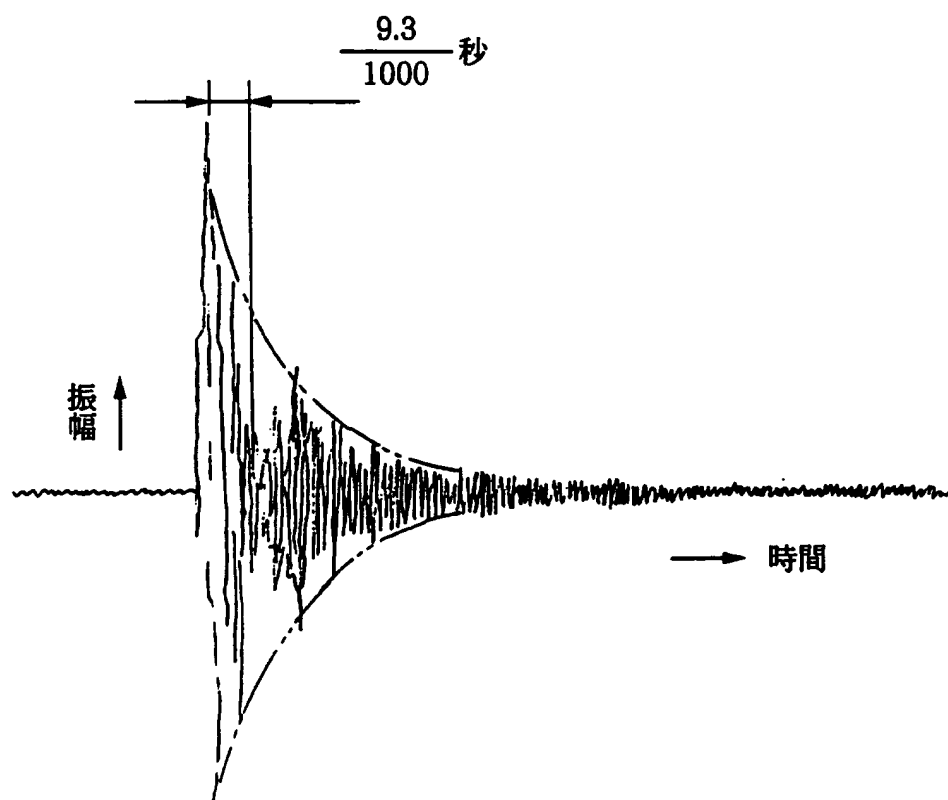


Fig. 5 (b)

5/21

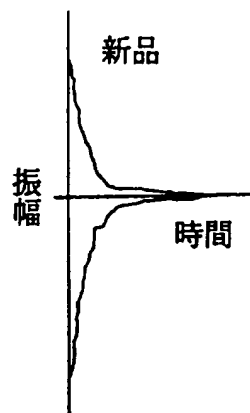


Fig. 6 (a)

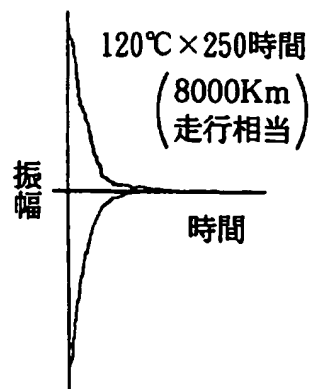


Fig. 6 (b)

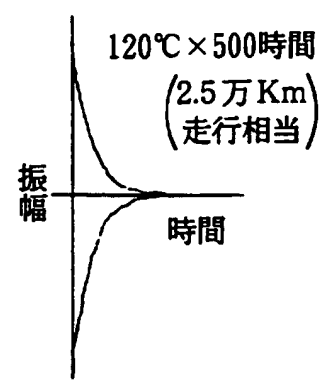


Fig. 6 (c)

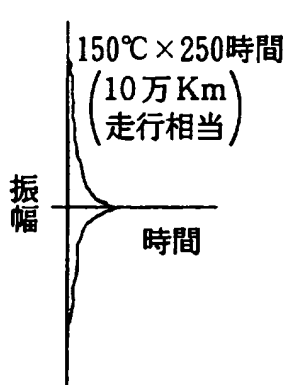


Fig. 6 (d)

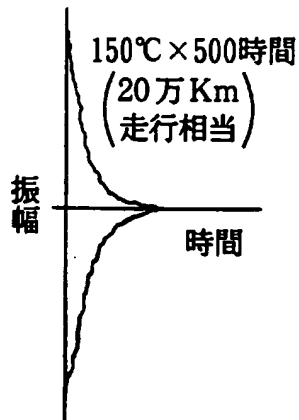


Fig. 6 (e)

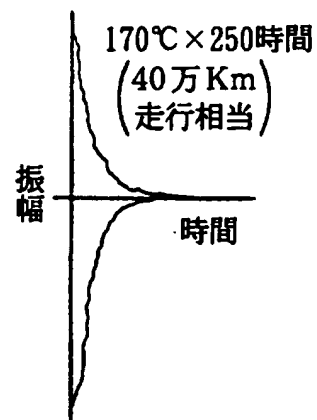


Fig. 6 (f)

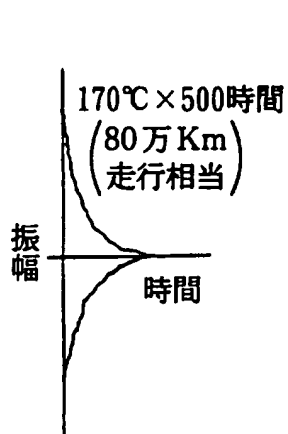


Fig. 6 (g)

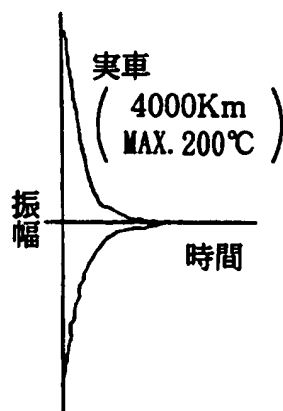


Fig. 6 (h)

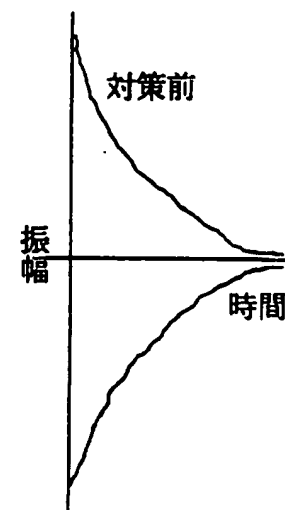


Fig. 6 (i)

6/21

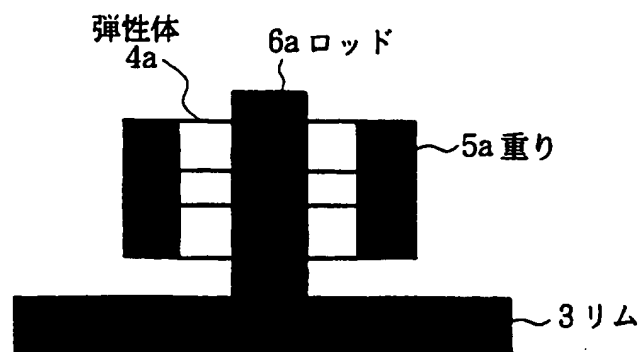


Fig. 7 (a)

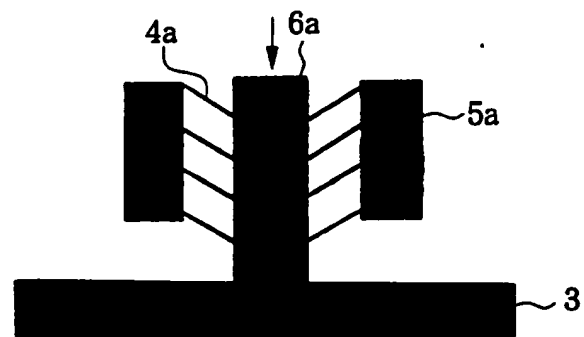


Fig. 7 (b)



Fig. 8 (a)

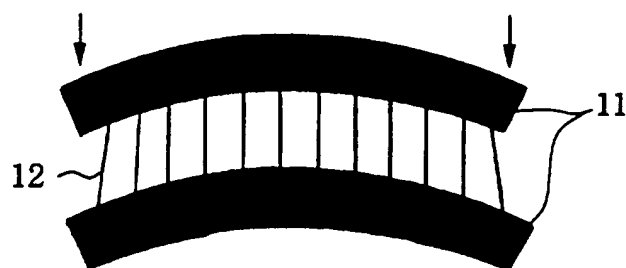


Fig. 8 (b)

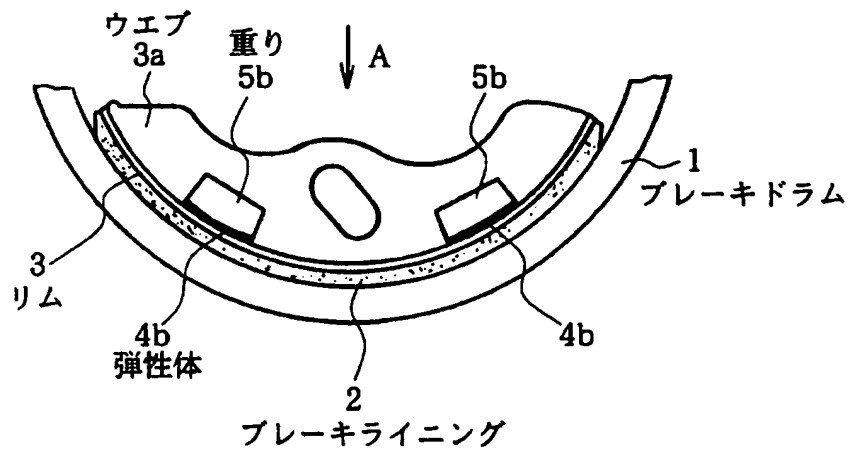


Fig.9

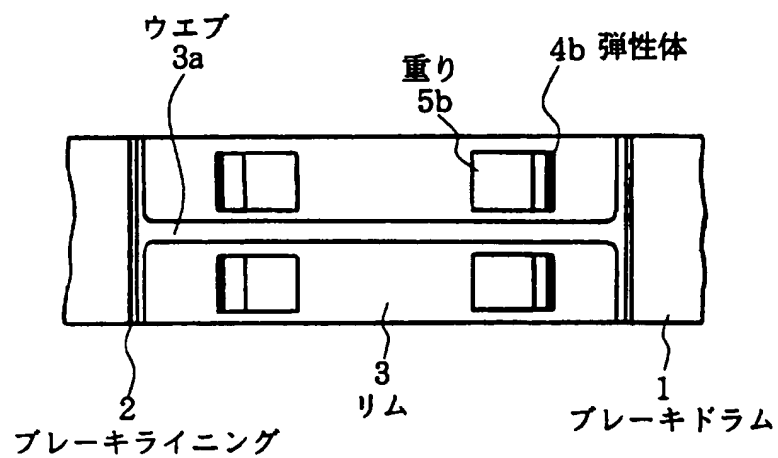


Fig.10

8/21

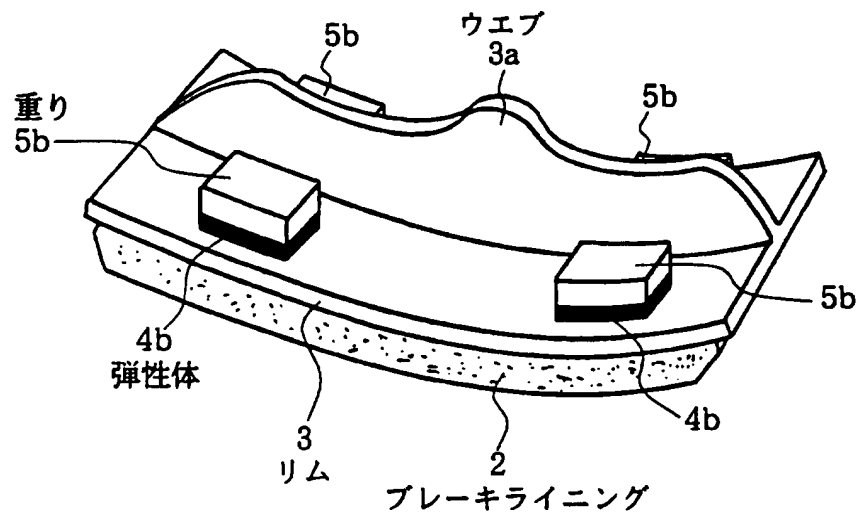


Fig.11

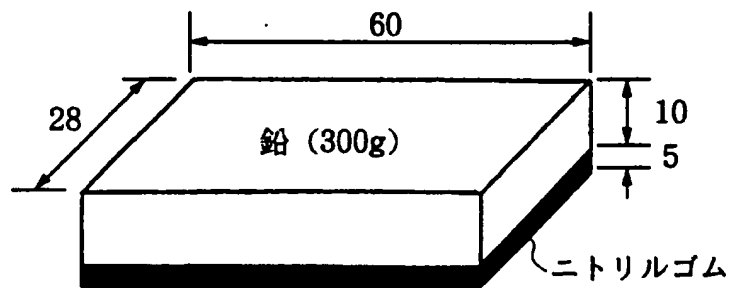


Fig.12 (a)

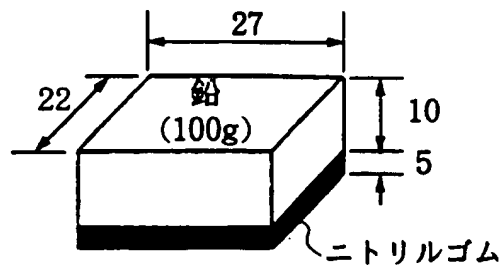


Fig.12 (b)

9/21

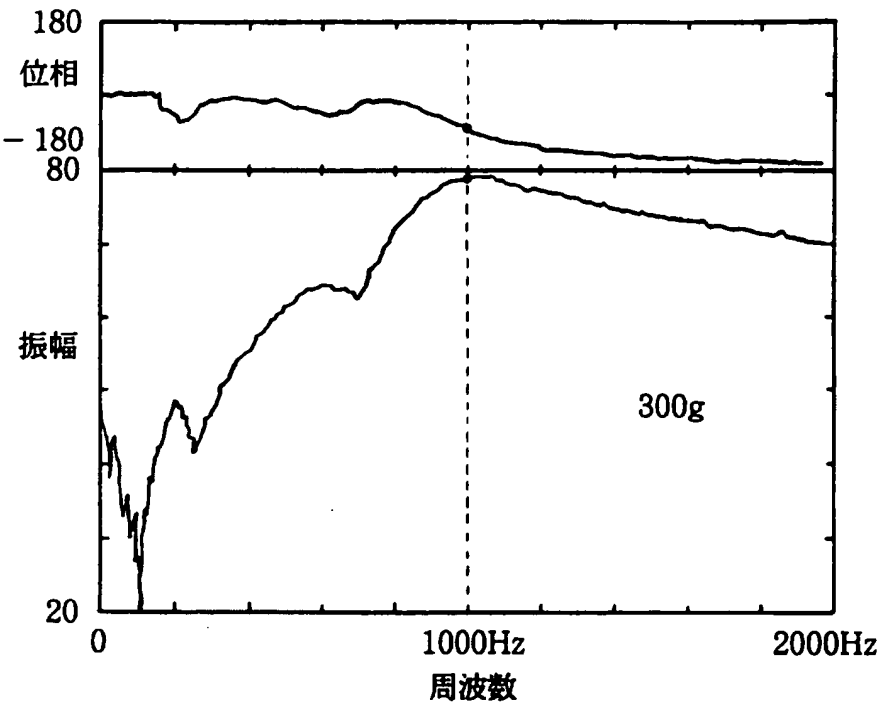


Fig.13 (a)

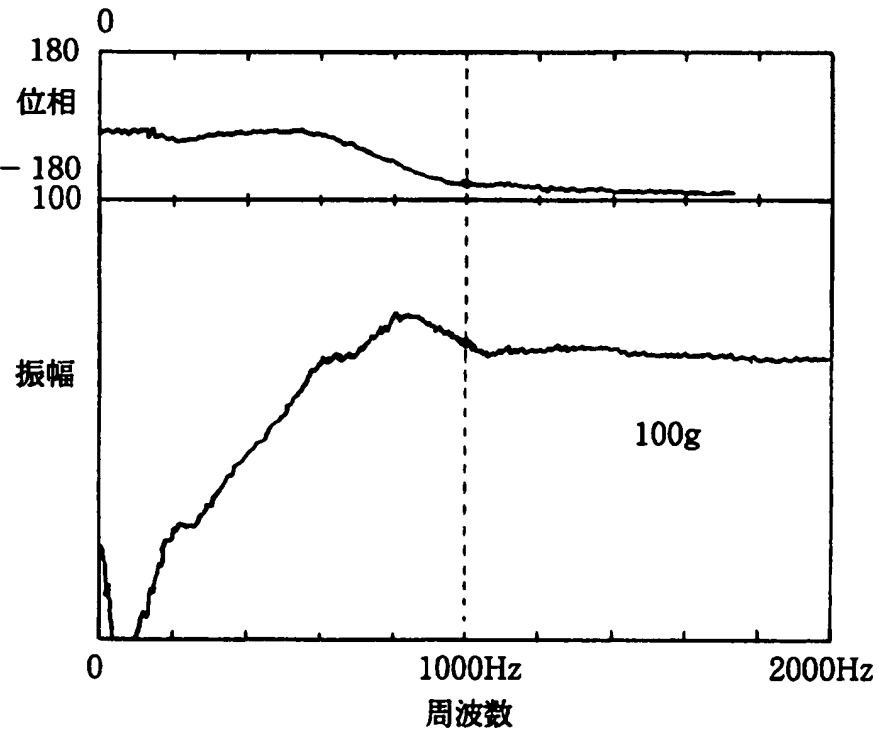


Fig.13 (b)



10/21

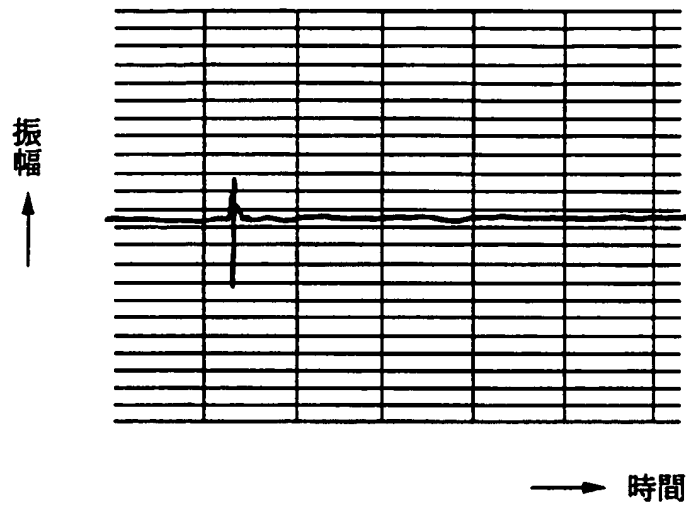


Fig.14 (a)

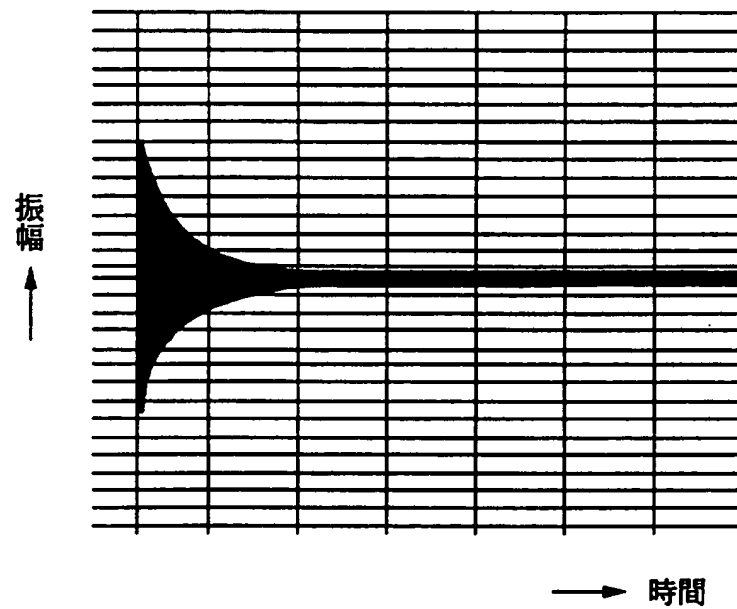


Fig.14 (b)

11/21

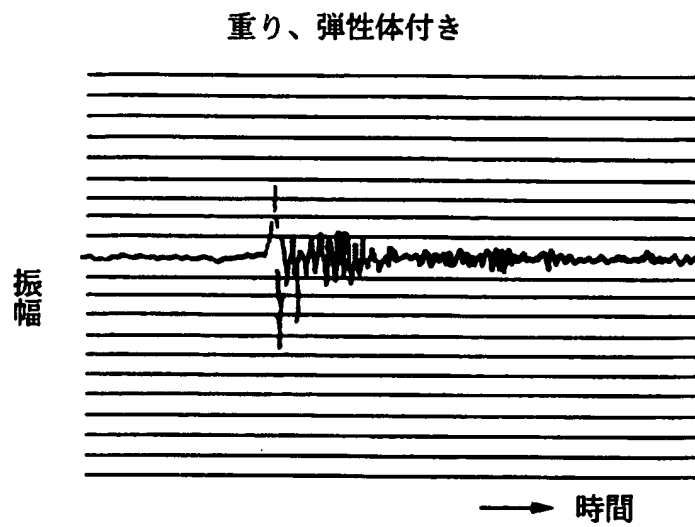


Fig.15 (a)

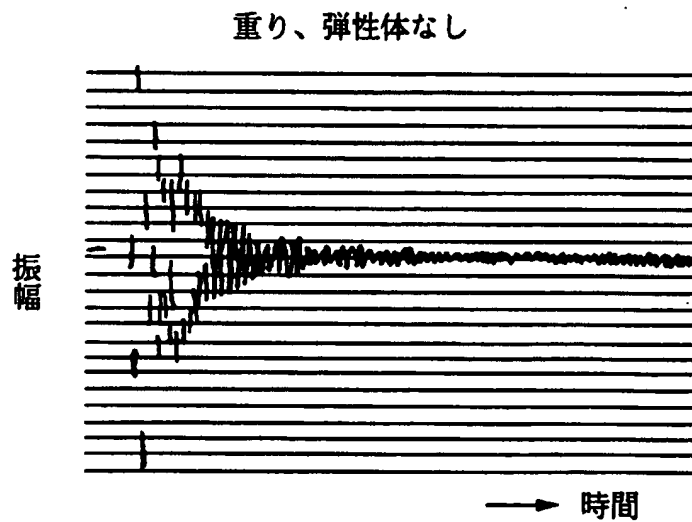


Fig.15 (b)

12/21

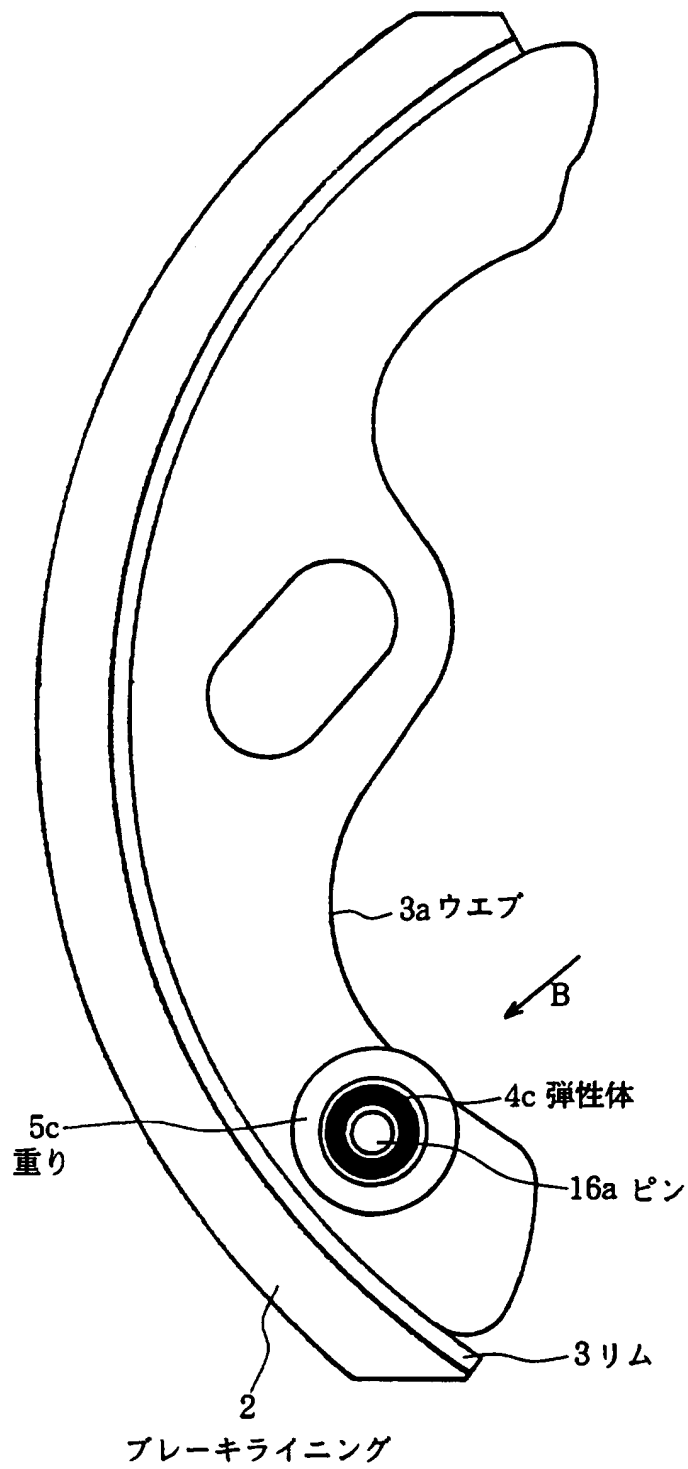


Fig.16

13/21

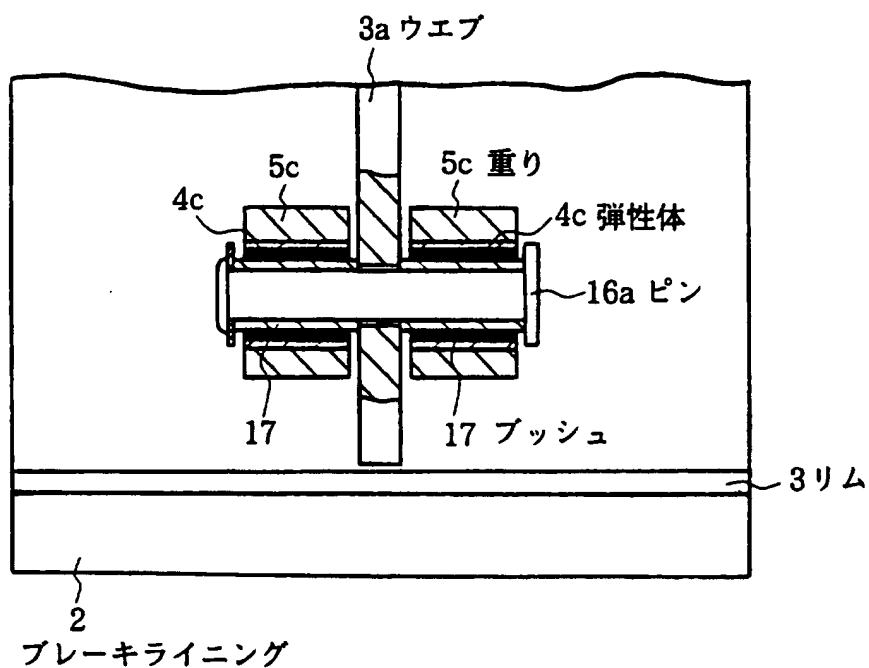


Fig.17

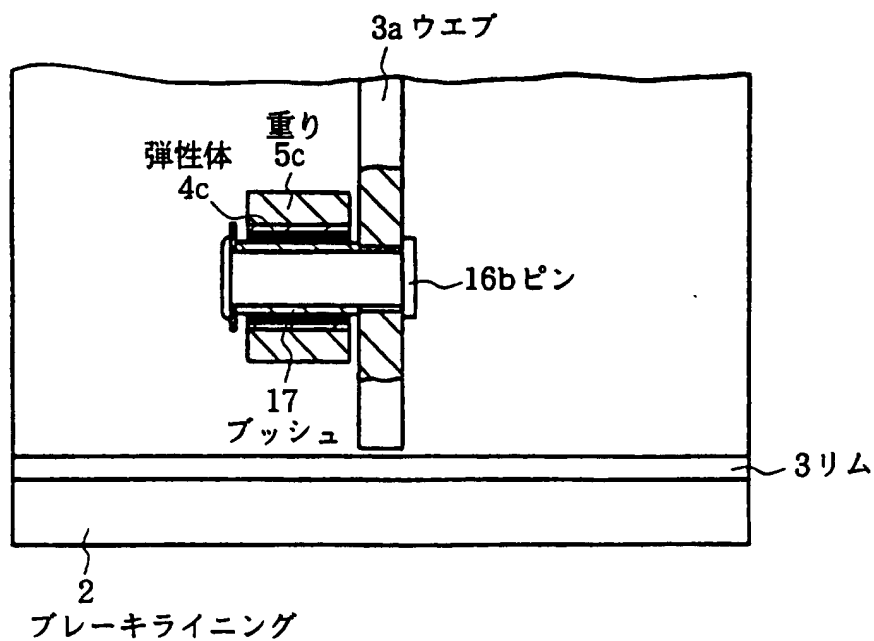


Fig.18

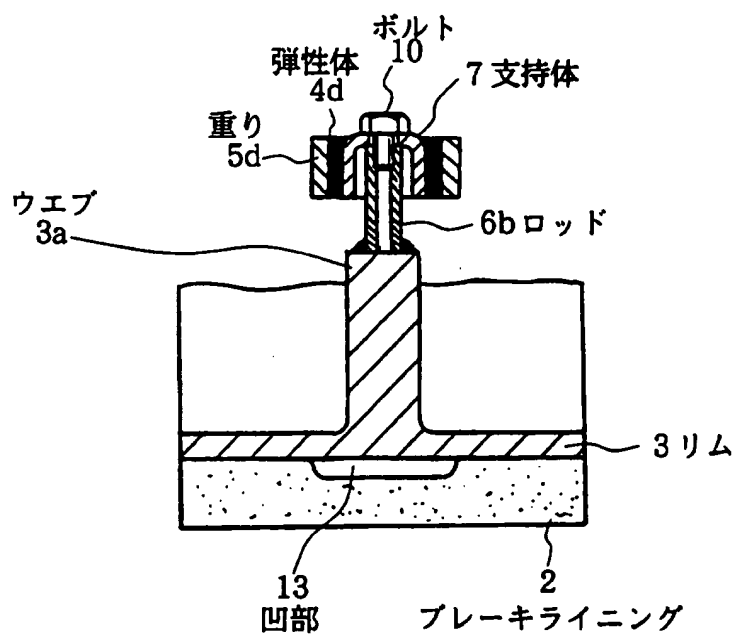


Fig.19

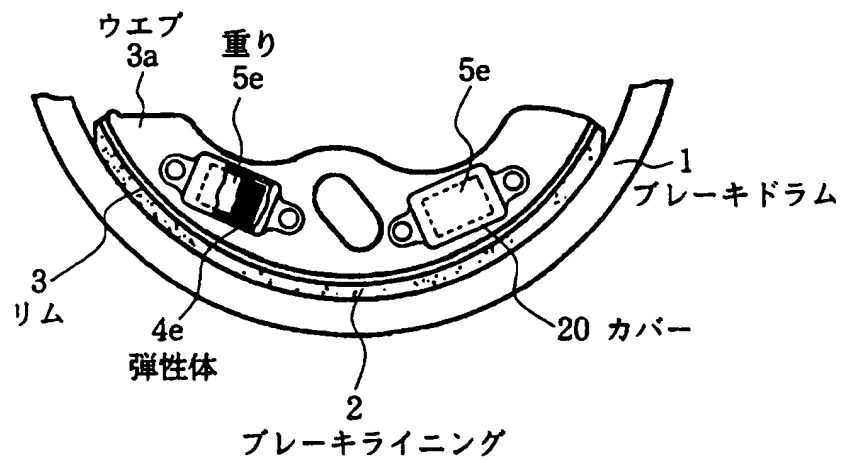


Fig.20

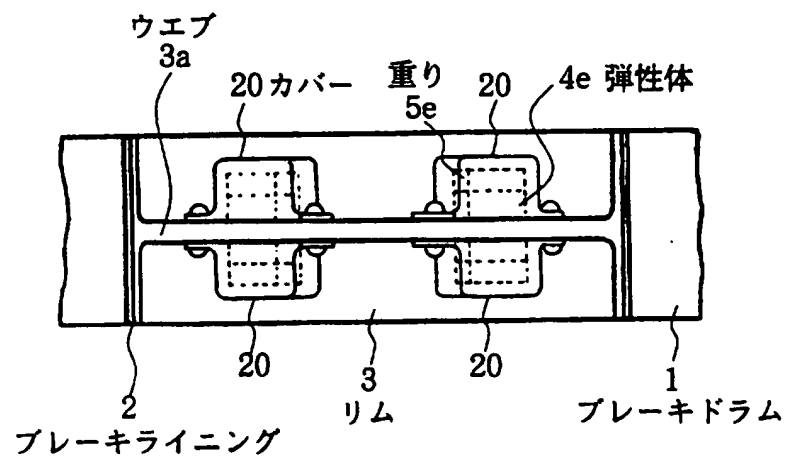


Fig.21

16/21

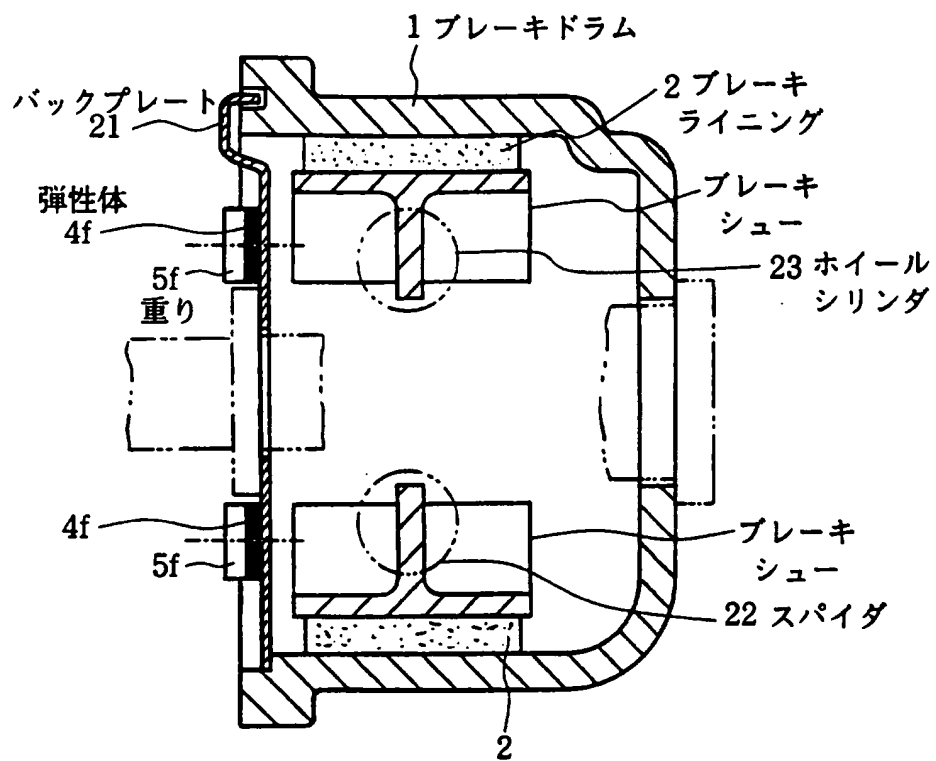


Fig.22

17/21

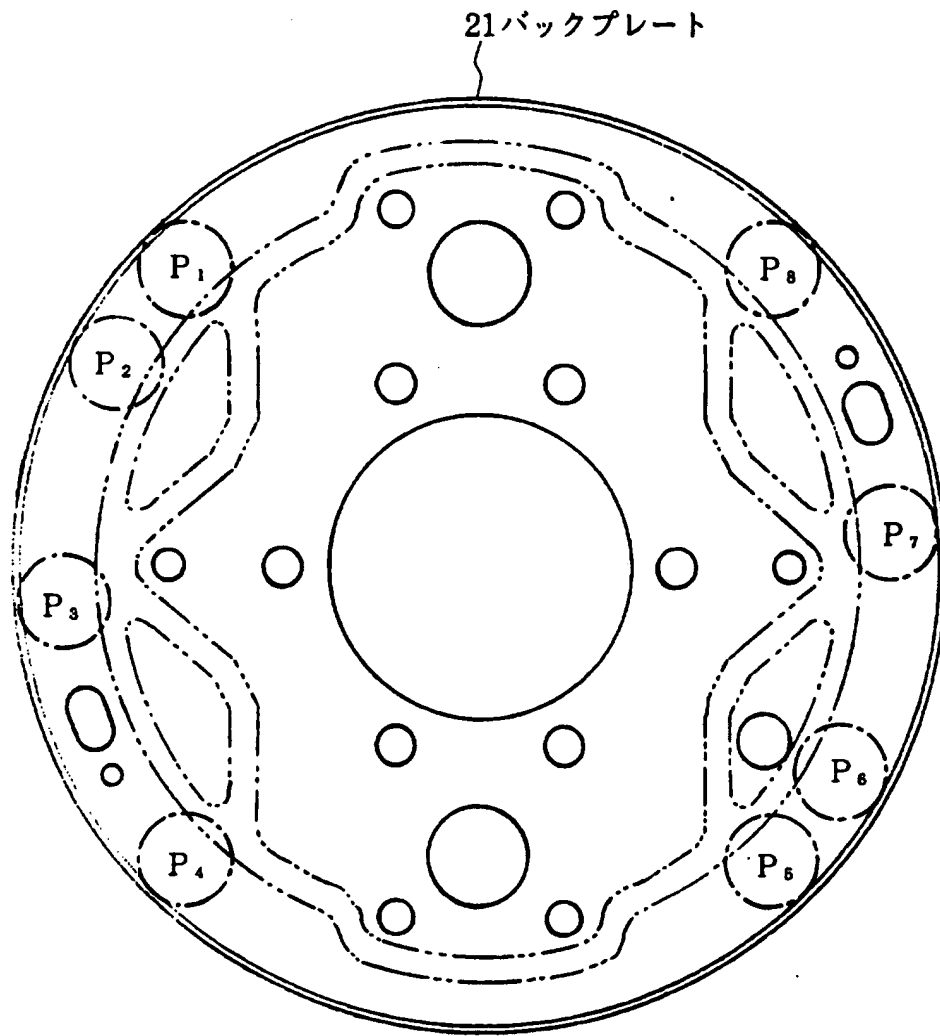


Fig.23



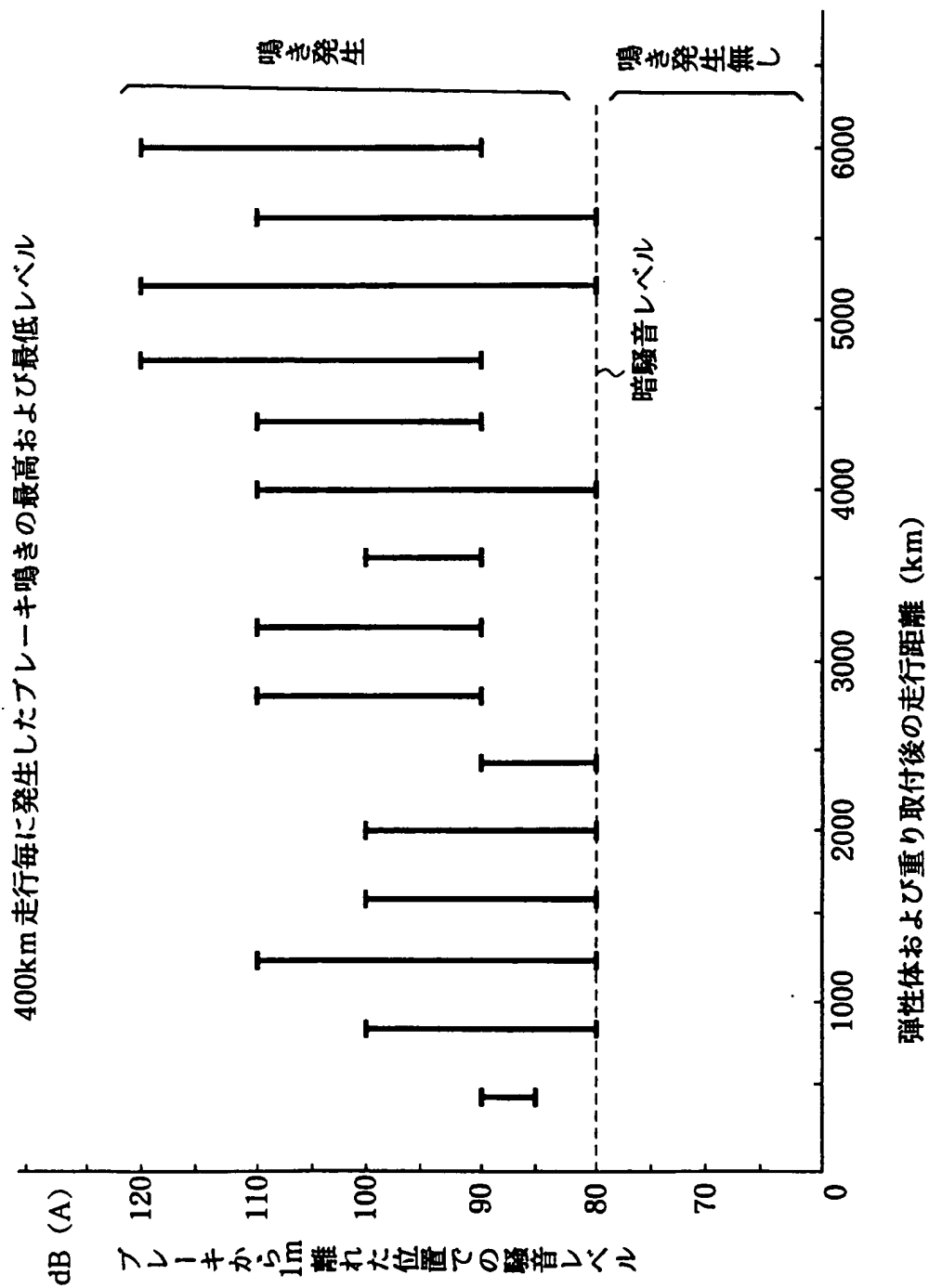


Fig.24

## スペクトラム・アナライザによる記録

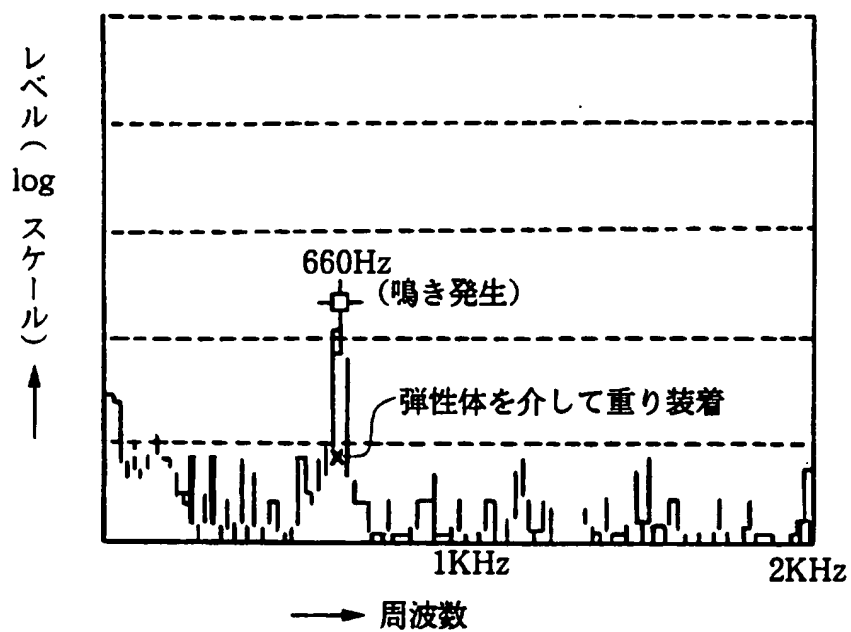


Fig.25

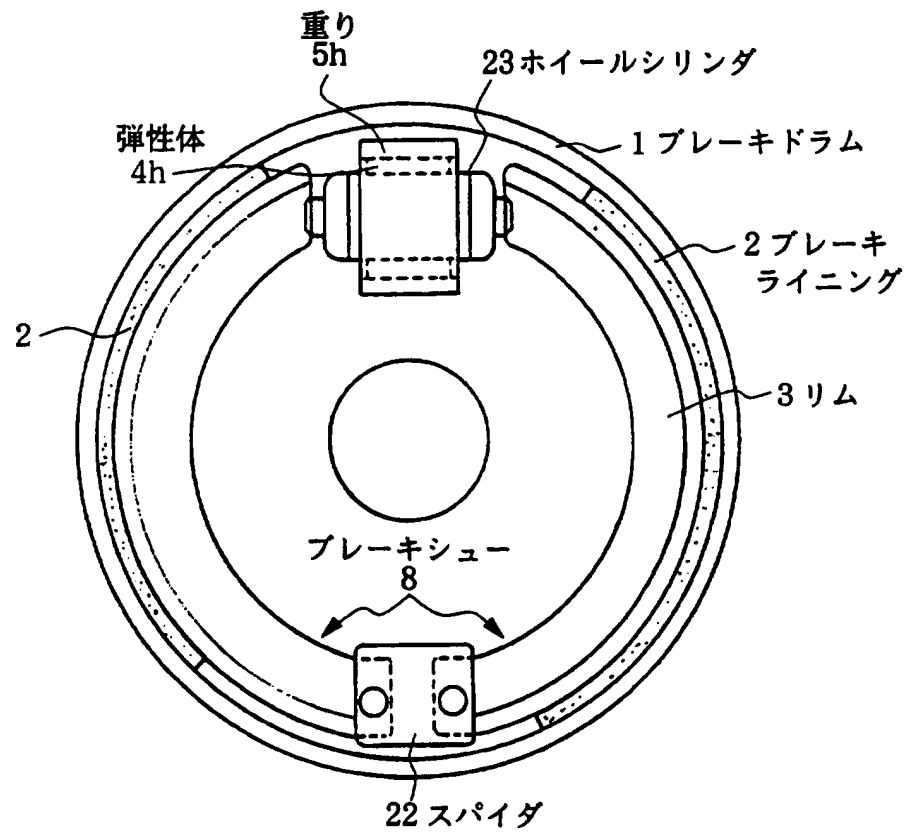


Fig.26

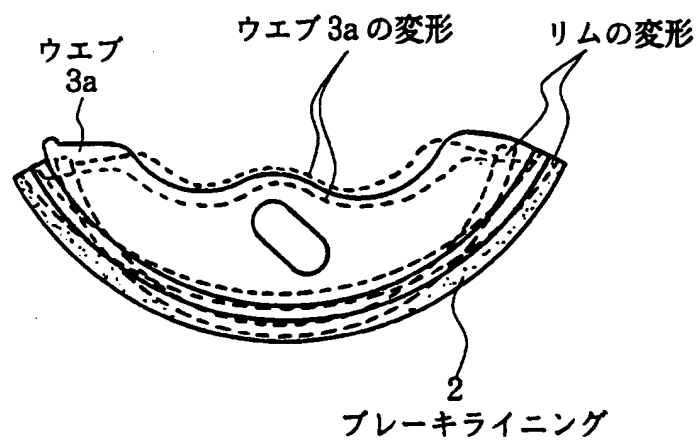


Fig.27

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP95/01744

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl<sup>6</sup> F16D65/08

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl<sup>6</sup> F16D65/08, F16D51/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1995

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1995

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP, 59-100120, U (Suzuki Motor Corp.), July 7, 1984 (06. 07. 84), Lines 6 to 18, page 4, Fig. 2 (Family: none)	1-4, 7, 13
X	JP, 2-121637, U (Suzuki Motor Corp.), October 3, 1990 (03. 10. 90), Line 16, page 3 to line 3, page 4, Fig. 2 (Family: none)	14, 15

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.
 ☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"A" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

October 31, 1995 (31. 10. 95)

Date of mailing of the international search report

November 28, 1995 (28. 11. 95)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Facsimile No.

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>6</sup> F16D65/08

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>6</sup> F16D65/08, F16D51/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1995年

日本国公開実用新案公報 1971-1995年

国際調査で使った電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP, 59-100120, U (鈴木自動車工業株式会社), 6. 7月. 1984 (06. 07. 84), 第4頁第6-18行, 第2図 (ファミリーなし)	1-4, 7, 13
X	JP, 2-121637, U (鈴木自動車工業株式会社), 3. 10月. 1990 (03. 10. 90), 第3頁第16行-第4頁第3行, 第2図 (ファミリーなし)	14, 15

☐ C欄の続きにも文献が列举されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 先行文献ではあるが、国際出願日後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日

若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献  
(理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日  
の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と  
矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のため  
に引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規  
性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文  
献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性  
がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

31. 10. 95

国際調査報告の発送日

28.11.95

名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号 100

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

奥 直 也

3 J 9 2 4 1

電話番号 03-3581-1101 内線

3328

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**